

КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ПРОИЗВОДСТВО

АНАЛИЗ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 621.83

СЕРЕДА Б.П., д.т.н., проф., ЗГИА, Запорожье
ЯВТУШЕНКО А.В., к.т.н., доц., ЗНТУ, Запорожье
ВАСИЛЬЧЕНКО Т.А., асп., ЗГИА, Запорожье.

РАЦИОНАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В ПРИВОДАХ КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

В статье определены основные методы повешения равномерности распределения нагрузки в зацеплениях зубчатых колес планетарного привода кривошипных прессов. Рассмотрены основные конструкции планетарных механизмов, применяемые в системах включения прессов.

В статті визначені основні методи підвищення рівномірності розподілу навантаження в зацепленнях зубчастих коліс планетарного приводу кривошипних пресів. Розглянуті основні конструкції планетарних механізмів, що застосовуються в системах включення пресів.

In article the basic methods of hanging of uniformity of distribution of loading in gearings of cogwheels of a planetary drive pressing machines are defined. The basic designs of planetary mechanisms applied in systems of inclusion presses are considered.

В приводах кривошипных прессов все большее распространение получают планетарные механизмы. Использование планетарных приводов позволяет повысить технико-экономические показатели работы прессы, однако, основные преимущества планетарных механизмов могут быть полностью проявлены только тогда, когда обеспечено равномерное распределение нагрузки между сателлитами и по длине контактирующих линий зубьев в каждом зацеплении.

Неравномерность распределения нагрузки, определяемая погрешностями изготовления и сборки механизмов, неодинаковым износом зацеплений и подвижных соединений, приводит к снижению надежности и долговечности передачи, т.к. зубчатые зацепления одного или нескольких сателлитов работают с увеличенной, по сравнению с расчетной, нагрузкой.

Равномерность распределения нагрузки может быть обеспечена несколькими методами, целесообразность и эффективность которых определяется назначением привода, типом механизма, его параметрами жесткости и т.д.

Повышение качества изготовления деталей и сборки механизма до определенной степени способствует улучшению распределения нагрузки, особенно в высокоскоростных передачах.

В многосателлитных передачах (при $n_{\omega} \geq 6$) успешно применяются специальные уравнивающие устройства [1, 2].

Для повышения равномерности распределения нагрузки в планетарных механизмах широко используют метод увеличения податливости основных звеньев механизма и их опор [3, 4, 5].

Одним из наиболее эффективных способов увеличения равномерности распределения нагрузки является применение так называемых рациональных или самоустанавливающихся механизмов, идею которых разработал и теоретически обосновал Л.Н. Решетов [1].

Самоустанавливающимся механизмом называется статически определенный механизм, т.е. механизм без избыточных связей. Избыточными (пассивными) являются такие связи, устранение которых не приводит к увеличению подвижности механизма. Самоустанавливающиеся механизмы содержат звенья, обладающие дополнительными подвижностями, что позволяет им в процессе работы занимать положение, соответствующие отсутствию статической неопределенности. Механизмы без избыточных связей требуют значительно меньшей трудоемкости их изготовления и сборки, повышают несущую способность привода, его к.п.д., увеличивают долговечность и надежность его работы даже при изменении размеров звеньев в результате износа.

Наличие избыточных связей можно установить по наличию или отсутствию натягов при сборке и работе механизма, или подсчетом по структурной формуле [1]:

$$q = W - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма;

p_i – число кинематических пар i -го класса ($i=I, \dots, V$).

При определении числа избыточных связей планетарный механизм недопустимо представлять в виде плоской схемы, поэтому нельзя применять формулы для плоских схем. Плоская формула А.П. Малышева может использоваться только для расчета числа наиболее недопустимых (вредных) связей.

Планетарный механизм с тремя сателлитами на опорах пятого класса (рис.1,а) имеем восемь избыточных связей. Действительно, при $n=5$, $p_V=5$, $p_{II}=6$, $p_V=p_V=p_V=0$ по формуле (1), имеем: $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 5 + 2 \cdot 6 = 8$.

Две связи, определяющие неравномерность распределения нагрузки между сателлитами, определяются также по формуле (1) и являются наиболее недопустимыми. Шесть других связей вызывают неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца в каждом зацеплении.

В соответствии с формулой (1) снижение числа избыточных связей обеспечивается изменением количества и класса кинематических пар и введением дополнительных подвижностей плавающих (без опор) звеньев.

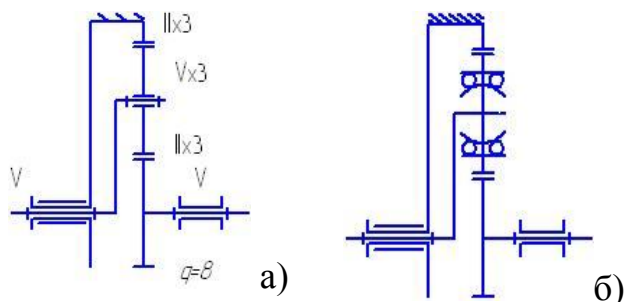


Рис.1. Планетарный механизм типа «А»

Класс кинематической пары соответствует числу условий связи, т.е. числу невозможных перемещений элементов данного соединения. К парам II класса в планетарных механизмах относятся зубчатые зацепления с прямыми зубьями. При бочкообразных зубьях хотя бы одного из сцепляющихся колес контакт в зацеплении будет точечным и такая пара относится к I классу. Парам III класса являются шлицевые соединения в зубчатых муфтах без упоров, т.е. без ограничения осевого перемещения. Если осевое перемещение шлицевого соединения исключается применением упоров, такое соединение относится к парам IV класса. Подшипники скольжения относятся к парам IV класса, если осевое перемещение неограниченно (цилиндрическая пара), и к парам V класса, если допускается только вращательное движение (вращательная пара).

Класс кинематических пар, образуемых подшипниками качения, зависит от типа подшипников (его конструкции и способа заделки неподвижного кольца). Изменяя тип подшипника или способ заделки неподвижного кольца, можно изменять класс кинематической пары, уменьшая тем самым число избыточных связей. Так, установка сателлитов на подшипниках III класса (сферические самоустанавливающиеся с неподвижным наружным кольцом) обеспечивают каждому сателлиту две дополнительные подвижности, которые полностью устраняют неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Для планетарного механизма, показанного на рис.1,а, имеем: $n=5$, $p_V=p_I=0$, $p_{III}=3$, $p_{II}=6$, тогда

$$q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 3 + 2 \cdot 6 = 2,$$

т.е. остаются две связи, определяющие неравномерное распределение нагрузки между сателлитами и которые могут быть удалены только при помощи плавающих (самоустанавливающихся) звеньев.

Плавающими могут быть любые звенья механизма, однако наилучшие условия самоустановки и минимальные габариты механизма будут при плавающем ведущем звене, а наихудшие – при плавающем ведомом звене.

Планетарный механизм А с плавающим ведущим колесом а и сферическими самоустанавливающимися подшипниками сателлитов (рис.1,б) не имеет избыточных связей и рекомендуется для широкого применения во всех конструкциях приводов.

К сожалению, данная конструктивная схема не всегда может быть использована в механизмах с малым передаточным отношением ($p \leq 4$), так как в сателлитах не удастся разместить сферический подшипник требуемой трудоспособности. В таких случаях сателлиты устанавливают на подшипниках IV класса, а устранение или уменьшение числа избыточных связей производят за счет самоустановки звеньев.

На рисунке 2 показаны основные способы уменьшения числа избыточных связей планетарных механизмов с наибольшим передаточным отношением.

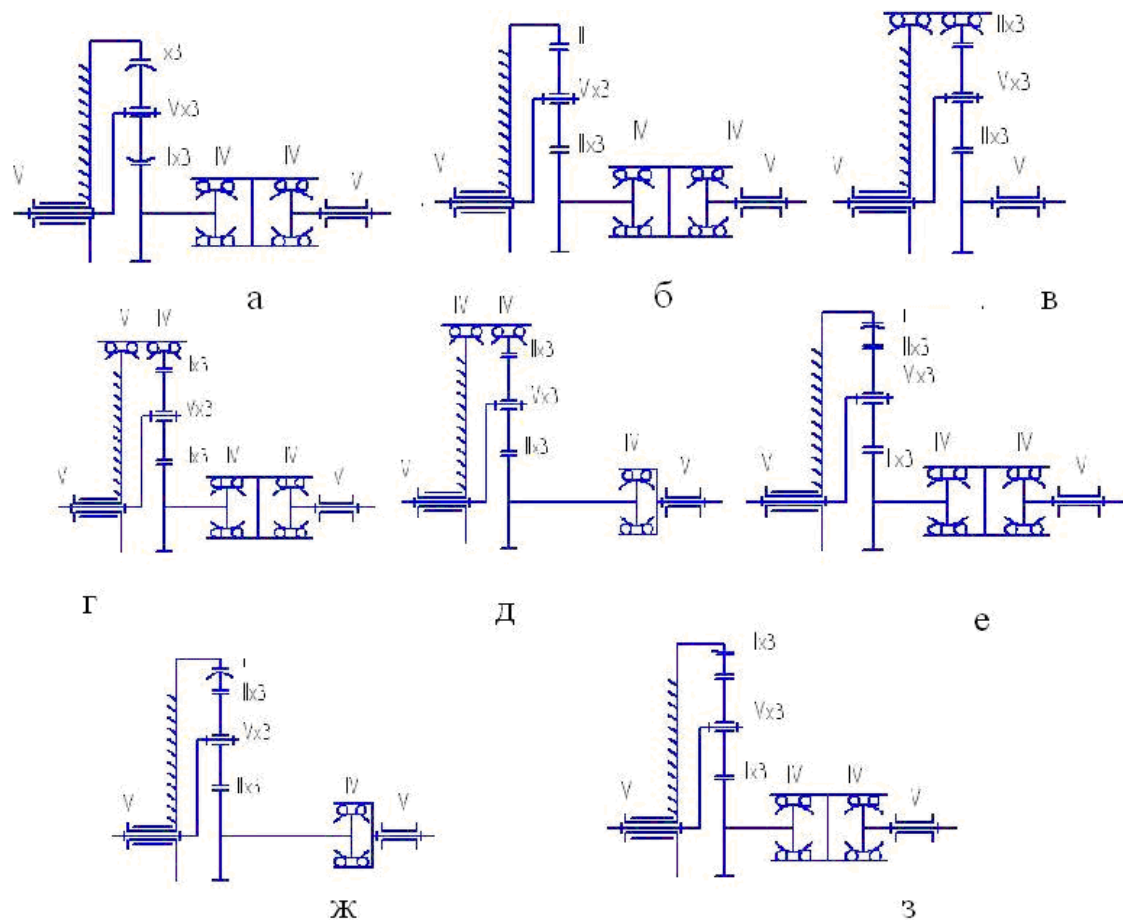


Рис.2. Основные способы уменьшения числа избыточных связей

Механизм не будет иметь избыточных связей, если центральное колесо выполнить плавающим на двойной зубчатой муфте, а зубья сателлитов изготовить бочкообразными (рис 2,а), однако точечный контакт в зубчатом зацеплении а-д приводит к высоким контактным напряжениям, в результате чего снижается нагрузочная способность передачи.

При линейном контакте в зубчатом зацеплении удовлетворительные результаты достигаются при плавающих центральных колесах с двойными зубчатыми муфтами (рис 2,б и в). Механизмы с плавающим колесом а рекомендуются для быстроходных передач, а с плавающим колесом в – для тихоходных. При плавающем колесе а механизм имеет увеличенные осевые размеры, при плавающем колесе в - радиальные. Зубчатые муфты следует выполнять двойными, а расстояние между венцами принимать как можно больше, так как в этом случае переносы осей основных звеньев будут наименьшие.

Механизмы с обоими плавающими звеньями (рис. 2, г и д) имеют две избыточные связи и две местные подвижности (перемещение колес в радиальном и осевом направлении), которые, однако являются безвредными, т.к. приводят к центрированию колес без перемещения основных звеньев. Такие механизмы нашли широкое применение, причем для быстроходных передач более

предпочтительным является механизм по схеме д, в котором силы инерции от биения наружного колеса меньше.

Схемы механизмов по рисунку 2,е и ж эффективны только с муфтами, имеющими короткие бочкообразные зубья. Механизмы по рисунку 2,ж, используемые в приводе горизонтально-ковочных машин усилием 1,6 МН, имеют три избыточные связи и никакими преимуществами по сравнению с механизмами по рис. 2,б не обладают.

Избыточные связи почти полностью устранены в механизмах (рис. 2з) с плавающим центральным колесом *а* и бочкообразными зубьями колеса *в*. Точечный контакт в зацеплении в-д неопасен, так как несущая способность внутреннего зацепления гораздо выше, чем наружного, а в зацеплении *а-д* сохраняется линейный контакт. Недостатком данной схемы является технологическая трудность изготовления бочкообразных внутренних звеньев.

В таблице 1 приведен расчет числа избыточных связей всех рассмотренных схем механизмов.

Таблица – Расчет числа избыточных связей

Схема механизма по рисунку	n	Число кинематических пар					W	q
		p_V	p_{IV}	p_{III}	p_{II}	p_I		
1,а	5	2	-	3	6	-	1	2
1,б	6	2	1	3	6	-	1	0
2,а	7	5	2	-	-	6	1	0
2,б	7	5	2	-	6	-	1	4
2,в	7	5	2	-	6	-	1	4
2,г	9	5	4	-	6	-	3	2
2,д	8	5	3	-	6	-	3	2
2,е	8	5	2	1	6	-	1	1
2,ж	7	5	1	1	6	-	1	3
2,з	7	5	2	-	3	3	1	1

Рекомендации по устранению избыточных связей планетарных механизмов, рассмотренные на примере механизма *А* справедливы и для других типов механизмов.

Способ выравнивания нагрузки определяет конструктивное исполнение основных звеньев механизма и их опор. Многочисленные примеры и рекомендации по проектированию центральных колес, водила, сателлитов и их опор приведены в литературе [1,2,6].

В заключении приведем сравнительные данные (рис.3) по эффективности различных способов выравнивания нагрузки в планетарном механизме с передаточным отношением $i^h=3,6$ передаваемой мощности 46 кВт, в числе сателлитов 3 и 6 [2] .

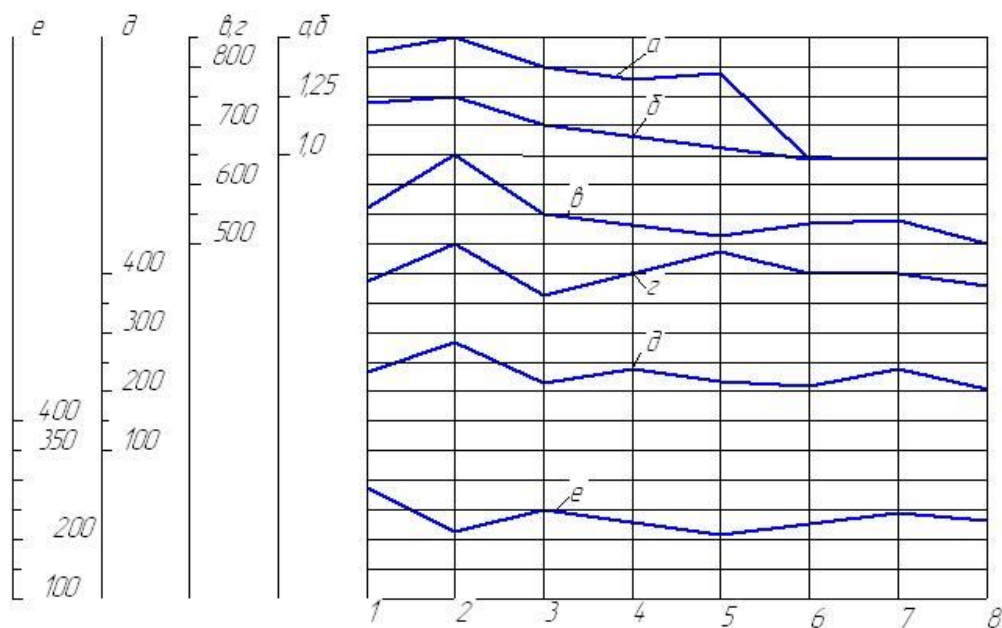


Рис.3. Эффективность различных способов выравнивания нагрузки

Кривые а и б изображают зависимость коэффициента неравномерности распределения нагрузки между спутниками Ω при соответственно 6 и 3 спутниках; кривые в и г – соответственно радиального и осевого габаритных размеров в миллиметрах; д – массы в кг; е – трудоемкость изготовления в нормо-часах. Варианты способов устранения избыточных связей обозначены: 1 – жесткая подвеска основных звеньев; 2 – повышенная точность осуществления сборки; 3 – рациональная сборка механизма; 4 – гибкий венец центрального колеса; 5 – плавающая подвеска центрального колеса а; 6 – плавающая подвеска центрального колеса в с гибким зубчатым ободом; 7 – плавающая подвеска обоих центральных колес; 8 – уравнивательная подвеска спутников.

Выводы

В статье определены основные методы повешения равномерности распределения нагрузки в зацеплениях зубчатых колес планетарных приводах кривошипных прессов. Рассмотрены основные конструкции планетарных механизмов, применяемые в системах включения прессов. В приводах кривошипных прессов наиболее рационально использование механизмов по схеме з и д (рис.2).

Список литературы: 1. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник [Текст]/ Л.Н. Решетов – М.: Наука, 1973. – 224 с. 2. Руденко В.Н. Планетарные и волновые передачи: Альбом конструкций [Текст]/ В.Н. Руденко – М.: Машиностроение, 1980. – 148 с. 3. Кожевников О.Н. Теория машин и механизмов. 3-е изд., перераб. и доп. [Текст]/ О.Н. Кожевников – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с. 4. Кораблев А.И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. [Текст]/ А.И., Кораблев, Д.Н. Решетов – М.: Наука, 1968. – 288 с. 5. Планетарные передачи: Справочник. [Текст]/ Под ред. Кудрявцева В.Н. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с. 6. Заблонский К.И. Планетарные передачи: Вопросы конструирования. [Текст]/ К.И. Заблонский, И.Л. Горобец. – Киев: Техника, 1972. – 148 с.